

MODELO TERMODINÁMICO DE UN ACUMULADOR TÉRMICO DE AGUA PRESURIZADA PARA AMORTIGUACIÓN DE TRANSITORIOS EN UN CONCENTRADOR SOLAR FRESNEL LINEAL*

M. Gea, L. Saravia, M. Altamirano, C. Placco, H. Bárcena y C. Fernández

Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO)

Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas – Universidad Nacional de Salta

e-mail: marcelogea@gmail.com

RESUMEN: Los requerimientos característicos de los sistemas de almacenamiento para amortiguación de transitorios en equipos de energía solar térmica de concentración son cortos tiempos de reacción y alta velocidad de descarga. El uso del tanque separador de vapor como acumulador de agua caliente presurizada para amortiguar cambios bruscos en el recurso o en la demanda es una solución costo – efectiva para incorporar la amortiguación en el sistema. Se presenta en este trabajo el estudio de un modelo termodinámico no estacionario del acumulador integrado al colector. Se estudia el efecto de la variación del flujo de agua de recirculación en la eficiencia del exergética del sistema.

Palabras clave: energía solar, concentrador Fresnel lineal, acumulación térmica

INTRODUCCIÓN

En el Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO) se está estudiando la tecnología de concentración Fresnel lineal. Durante el último tiempo se ensayó un equipo de 43 m² formado por 9 filas de espejos (figura 1). Con él se probaron las distintas componentes del sistema: absorbedor, sistema de seguimiento y acumulador térmico de hormigón (Saravia et al, 2008; Gea et al., 2009; Gea et. al, 2010), Actualmente se está estudiando un sistema de recirculación que incorpora un acumulador térmico de agua presurizada para amortiguación de transitorios.



Figura 1: Foto del concentrador Fresnel lineal de 43 m²

Las principales aplicaciones de la generación de vapor mediante energía solar térmica de concentración (ESTC) son la generación de potencia eléctrica y el uso del vapor en aplicaciones industriales. La incorporación de sistemas de acumulación térmica costo – efectivos le brinda a la ESTC una de las principales causas de su cada vez mayor penetración en el mercado.

*Trabajo parcialmente financiado por el Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta

En el caso de las centrales termosolares para generación de energía eléctrica, los sistemas de almacenamiento permiten un producción más estable e independiente de la variabilidad del recurso solar. Además, la economía, el rendimiento y las estrategias de operación de las plantas se ven favorecidas por dichos sistemas al poder adaptarse mejor a las necesidades de la demanda del mercado eléctrico.

La producción de calor para procesos industriales a partir de ESTC tiene el potencial de una sustancial economización de consumo de energías convencionales. Es una opción que está tomando cada vez más fuerza debido a que el equipamiento puede ser mucho más simple que en el caso de generación de electricidad (Vanoni et al., 2010). En Argentina, una empresa minera ha comenzado a construir, a través de un convenio con el INENCO, un concentrador lineal Fresnel para generación directa de vapor a utilizarse en el proceso de separación de sales de litio en un salar de la Puna. En estos procesos se requiere en general un sistema de acumulación de calor.

Existen diferentes conceptos y tecnologías para la acumulación térmica que se pueden clasificar primeramente según su capacidad de almacenamiento. Un tipo es la acumulación de amortiguación utilizada para proveer energía en un corto tiempo de reacción. El otro tipo, es la acumulación en prórroga, que proporciona calor durante varias horas. Estas dos formas de acumulación de calor se complementan entre sí.

Los sistemas de acumulación para amortiguación (buffers) tienen por objetos proteger los componentes de la planta de energía de los efectos de altos transitorios térmicos resultantes de la variación repentina de la insolación solar. Su integración al sistema simplifica el control de la planta de energía y permite un tiempo de reacción prolongado para compatibilizar los tiempos de respuesta de los sistemas electrónicos.

Estos equipos tienen una capacidad pequeña, en relación a los acumuladores para prórroga, pero son capaces de alcanzar un alto rendimiento en un corto período de tiempo. Los requerimientos característicos de estos sistemas de almacenamiento para amortiguación son cortos tiempos de reacción y alta velocidad de descarga con tasas de la capacidad térmica por lo general en el rango de 5-10 min (Steinman et al., 2006). En las aplicaciones industriales que utilizan vapor saturado, la opción racional para acumulación térmica es el agua a presión. Si el tanque acumulador está correctamente dimensionado, la provisión de vapor puede ser provista por depresurización.

ACUMULACION TERMICA EN AGUA PRESURIZADA

La acumulación directa de vapor saturado o sobrecalentado en tanques no es económica debido a la baja densidad energética volumétrica. Por ello, los acumuladores de vapor usan el calor sensible en agua líquida saturada presurizada. Esto permite disponer de gran capacidad de acumulación gracias al elevado calor específico del agua. Al usar agua como fluido de trabajo y de acumulación es posible conseguir altos caudales de vapor en la descarga quedando su capacidad limitada por el volumen del tanque. La densidad de energía térmica por unidad de volumen depende fuertemente de la variación de la temperatura de saturación resultante de la caída de presión durante la descarga. Valores característicos se encuentran en el rango de 20–30 kW h/m³. (Steinman et al., 2006)

Durante el proceso de carga se introduce agua a alta temperatura o bien vapor, donde la energía se transmite directamente por condensación, proveniente del colector solar. Si se usa vapor sobrecalentado, la presión del tanque aumenta y sólo se produce un pequeño incremento en la masa de agua del tanque. Si la carga proviene de la incorporación de agua líquida, la presión se mantiene constante. Incluso un acumulador de agua puede ser cargado indirectamente mediante la utilización de un intercambiador de calor

El acumulador durante el proceso de descarga proporciona vapor saturado. El agua se utiliza como un medio de trabajo y de almacenamiento, por lo que este acumulador presenta tiempos de reacción muy cortos. La capacidad de almacenamiento depende de las variaciones de temperatura del líquido y de la masa. La correlación entre la temperatura de saturación y presión de saturación es logarítmica. Durante el ciclo de descarga, la disminución de la temperatura del agua también provoca una disminución de la presión del vapor. Esto significa que no es posible la operación a presión constante sin la incorporación de calor desde el colector solar.

La configuración del sistema construido en el campo experimental del INENCO consiste en un campo de espejos Fresnel lineal de 43 m² que concentran la radiación en un absorbedor de 6 m de largo. Éste está formado por un conjunto de caños vinculado a un circuito de recirculación de agua en estado líquido. El circuito está presurizado a la presión de saturación correspondiente a la temperatura de trabajo del vapor.

En la figura 2 se presenta el esquema de funcionamiento y una foto del tanque de agua. El agua proveniente del absorbedor ingresa al tanque por la zona media. Una bomba de recirculación adaptada para trabajar a altas presiones y temperaturas impulsa el flujo de agua que sale de la parte inferior del tanque y vuelve al absorbedor. En la parte superior se encuentra la válvula que controla la producción de vapor que se genera por flash desde la superficie interfase líquido – gas cuando baja la presión. Por la parte inferior del tanque ingresa el flujo de agua proveniente del condensador en condición subenfriado que repone el caudal extraído en fase vapor, para mantener el nivel de agua dentro del rango de trabajo.

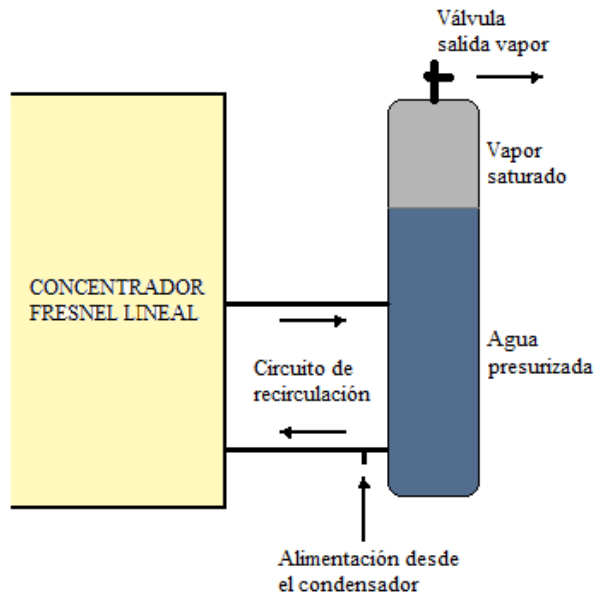


Figura 2: Esquema del circuito de recirculación y foto del tanque de agua presurizada y bomba de recirculación

MODELO TERMODINAMICO DEL SISTEMA

El fluido portador de calor proveniente del absorbedor es agua presurizada. El calor es acumulado en el tanque el cual se encuentra aislado térmicamente y opera entre dos límites de nivel del líquido con una interfase de separación líquido/vapor. Se define como \dot{m}_{vap} al flujo másico del vapor saturado que se extrae desde la parte alta del tanque. El agua proveniente del del condensador que entra por la parte inferior es llamada \dot{m}_{ag} .

Suponiendo que todo el calor se acumula en agua en fase líquida debido a su mayor densidad, la variación de masa de agua en el tanque viene dada por la diferencia entre los flujos saliente y entrante. El balance de masa del tanque puede escribirse como:

$$dM/dt = \dot{m}_{vap} - \dot{m}_{ag} \quad (1)$$

Bajo la suposición de que no exista estratificación, el balance de energía del modelo dinámico del acumulador de vapor puede ser escrito como:

$$dU/dt = \dot{m}_{ag} h_{ag} - \dot{m}_{vap} h_{vap} + q_{col} - q_{amb} \quad (2)$$

$$q_{col} = \eta q_{sol} \quad (3)$$

U = Energía interna del agua

h_{ag} = Entalpía del agua

h_{vap} = Entalpía del vapor

q_{amb} = Pérdidas de calor desde el tanque al ambiente

q_{sol} = Radiación solar recibida por el colector

q_{col} = Energía absorbida por el colector

η = Eficiencia del colector

A fin de describir el fenómeno, la energía necesaria para cambiar las condiciones térmicas del agua que ingresa subenfriada desde el condensador al acumulador y llega hasta vapor saturado puede ser presentada de la siguiente forma:

$$dU/dt = q_{col} - q_{pt} - q_{vap} - q_{sc} - q_{amb} \quad (4)$$

$$q_{sc} = \dot{m} (h_s - h_{ag}) \quad (5)$$

q_{sc} es el calor que toma el agua que ingresa al tanque para llegar a condiciones de líquido saturado (h_s = entalpía del agua líquida saturada).

$$q_{pt} = (\dot{m}_{vap} - \dot{m}_{ag}) h_s \quad (6)$$

q_{pt} es la energía requerida para compensar los desbalances entre flujos de entrada y de salida

$$q_{vap} = \dot{m}_{vap} (h_{vap} - h_s) \quad (7)$$

q_{vap} es la energía necesaria para cambiar de fase desde líquido a vapor saturado.

Para el cálculo de temperaturas, presión y producción de vapor en un régimen transitorio resultó conveniente la utilización del programa SIMUSOL (Alia, inédito). El circuito para modelizar el sistema se presenta en la figura 3.

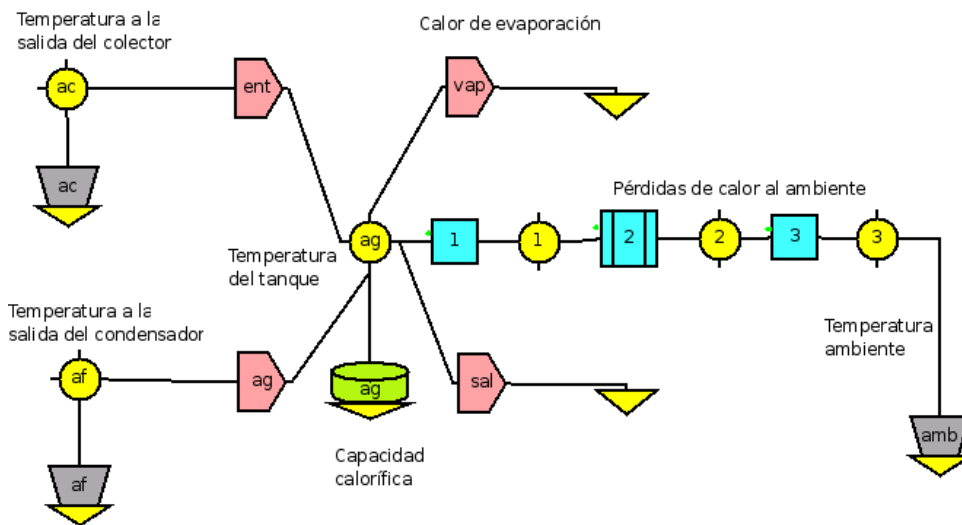
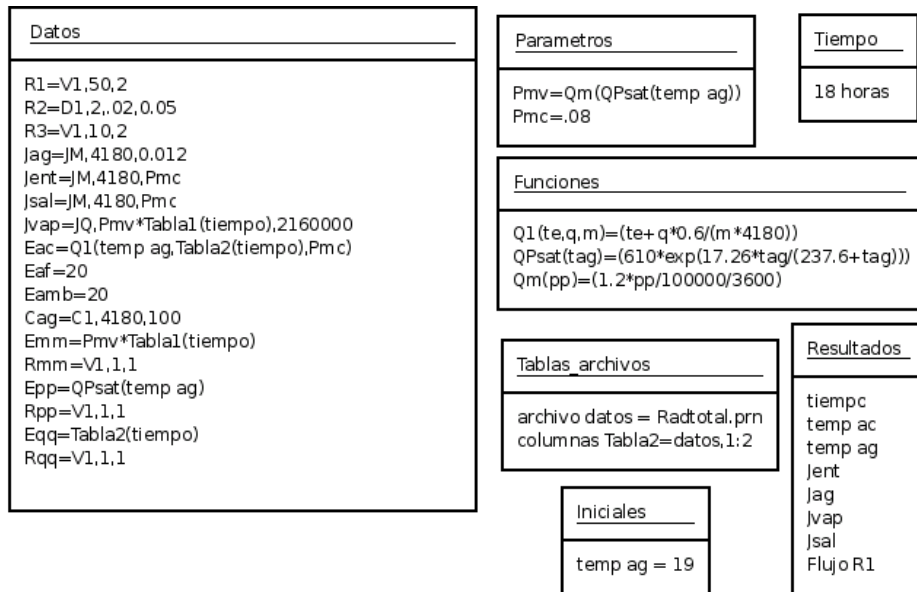


Figura 3: Circuito térmico del sistema para SIMUSOL, datos, funciones y condiciones iniciales

Se simboliza con el nodo llamado *ag* a la temperatura del tanque supuesta uniforme. Ingres a este nodo el calor proveniente del colector (*Jent*) y del condensador (*Jag*). Salen de este nodo el calor de evaporación (*Jvap*) y el calor del flujo de recirculación hacia el absorbedor (*Jsal*). Las pérdidas de calor al ambiente están representadas por las resistencias *R1* (convección agua-pared), *R2* (conducción de la pared y la aislación térmica) y *R3* (convección al aire exterior). Se desprecian las pérdidas por radiación ya que el tanque está cubierto por una membrana aluminizada. La capacidad calorífica del sistema está concentrada en el acumulador *Cag*. La fuente *Eac* fija la temperatura del agua t_{ac} a la salida del absorbedor que es calculada mediante la siguiente expresión:

$$t_{ac} = t_{ec} + \eta q_{sol} / (\dot{m}_r c_p) \quad (8)$$

t_{ec} = temperatura del agua a la entrada del absorbedor [C]

q_{sol} = radiación solar que llega al absorbedor proveniente de los espejos ingresada mediante tabla [W]

η = eficiencia del absorbedor

\dot{m}_r = flujo másico de agua de recirculación [kg / s]

Para la determinación del flujo másico del vapor que se genera, el programa calcula la presión de saturación a la temperatura del agua mediante la expresión:

$$P_{sat} = 610 e^{(17,26 t / (237,6 + t))} \quad (9)$$

Donde t es la temperatura del agua en C y P_{sat} es la presión de saturación del agua en Pa.

El flujo y la expansión del vapor a través de una válvula de control es un proceso complejo. Existe una variedad de formulas que relacionan el flujo másico de vapor, la caída de presión y las características de la válvula de regulación. Una expresión empírica para vapor saturado de agua es la siguiente (Warren Control VSSTR, 2005)

$$\dot{m}_{sat} = 12 K_v P_{sat} (1 - 5,67 (0,42 - x)^2)^{1/2} \quad (10)$$

\dot{m}_{sat} = flujo másico de vapor saturado [kg / h]

K_v = coeficiente de flujo de la válvula [$m^3 / h \text{ bar}$]

$x = (P_{sat} - P_{atm}) / P_{sat}$: razón de caída de presión en la válvula

P_{atm} = presión atmosférica [bar]

Si la razón de caída de presión es alta, resulta una fórmula relativamente sencilla:

$$\dot{m}_{sat} = 12 K_v P_{sat} \quad (11)$$

SIMULACIONES

Para los cálculos térmicos se tomaron como condiciones de borde: una tabla de valores de radiación solar sobre un concentrador Fresnel lineal calculadas con un modelo de estimación de la atenuación atmosférica mediante un programa de computación existente (Gea et al., 2010); una temperatura ambiente exterior constante; una temperatura fija del flujo proveniente del condensador. Como condición inicial se tomó la temperatura inicial del agua del acumulador a la temperatura ambiente.

El modelo y el programa de simulación fueron utilizados para evaluar la performance térmica del sistema durante las horas de radiación solar para un día dado (15 de octubre) y una dada localización (latitud y altura s.n.m. de la ciudad de Salta) en distintas situaciones de interés:

- Respuesta transitoria a la variación brusca de la radiación solar
- Respuesta transitoria a una producción controlada de vapor
- Análisis exergético para distintos flujos de agua de recirculación

Respuesta transitoria a la variación brusca de la radiación solar

Se simuló el comportamiento del sistema con una abertura fija de la válvula de control ($K_v = 0,1$) lo que genera una producción de vapor proporcional a la presión de saturación. Se supusieron caídas bruscas de la insolación como producto del paso de nubes durante dos intervalos del día. Primero una disminución del 20 % y otra del 50 %. Los resultados se muestran en las figuras 4 y 5.

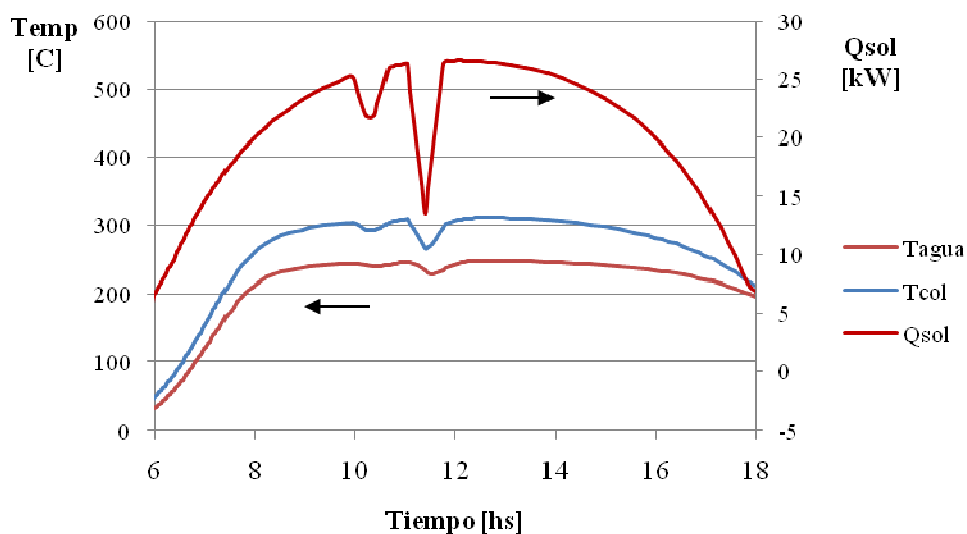


Figura 4: respuesta transitoria de los valores de la temperatura del agua y del colector a variaciones de la radiación solar

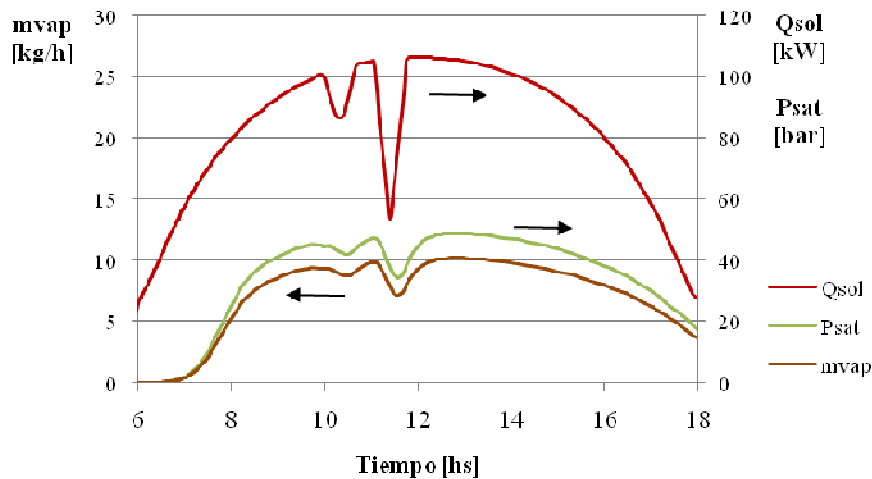


Figura 5: respuesta transitoria de la presión de saturación y del flujo de vapor a variaciones de la radiación solar

Observando en la figura 4 la pequeña variación que sufre la temperatura del agua del tanque (T_{agua}), a pesar de la importante variación de la radiación solar (Q_{sol}), se comprueba el amortiguamiento que genera la alta capacidad calorífica del sistema. Como la presión de saturación (P_{sat}) es muy sensible a los cambios en la temperatura del agua, las variaciones en el flujo másico del vapor producido (m_{vap}) son más notables. Sin embargo el cambio en los valores de este flujo es de sólo un 25 % cuando la radiación varía un 50 % (figura 5).

Respuesta transitoria a una producción controlada de vapor

En este caso se simuló una producción controlada del vapor para una supuesta aplicación industrial (pasteurización de leche, separación de sales, etc.). Se fijaron valores de producción de vapor de 47 kg / h durante 2 horas a la mañana y de 50 kg/h durante 5 horas durante la tarde (figura 6).

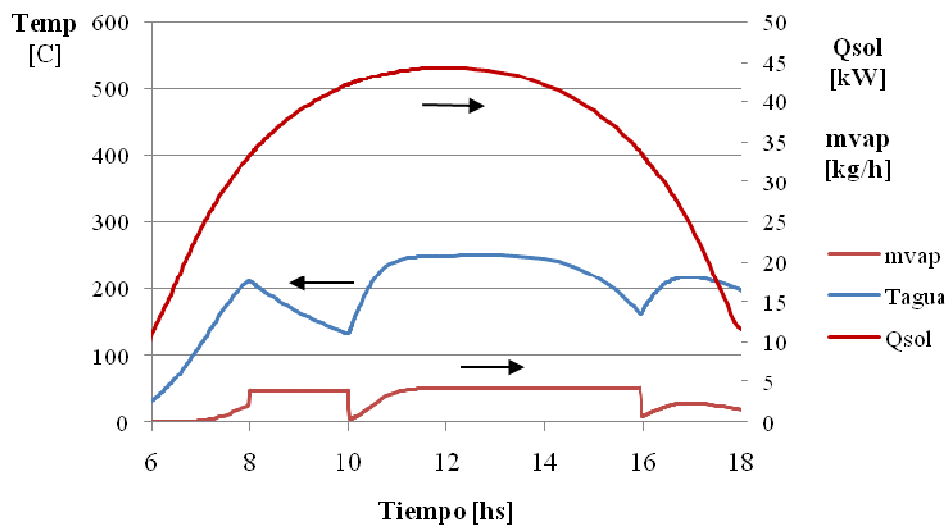


Figura 6: respuesta térmica del sistema para producción controlada de vapor

La producción de un flujo constante de vapor provoca una caída de la temperatura del agua cuando el calor que entrega el colector solar no es suficiente para cubrir la demanda de calor. La presión y la temperatura del acumulador disminuyen pero la evaporación se mantiene a expensas de la pérdida energía interna del acumulador.

Análisis exergético para distintos flujos de agua de recirculación

Una vez realizados los balances de masa y energía en los diferentes circuitos del sistema, se estudian los flujos de exergía asociados a éste. No se considera la energía mecánica necesaria para mover el fluido, luego, los flujos de exergía quedarán definidos por las ecuaciones (12), (13) y (14). Para todos los cálculos de exergía, se utiliza la temperatura absoluta.

$$\dot{E}x_{\text{ent(sal)}} = \dot{m}_r c_p T_o \left((T_{\text{ag,ent(sal)}} - T_o) / T_o - \ln (T_{\text{ag,ent(sal)}} / T_o) \right) \quad (12)$$

$\dot{Ex}_{ent(sal)}$ = Flujo de exergía del caudal de agua que entra (o sale) del acumulador [kW]

$T_{ag,ent(sal)}$ = temperatura del agua que entra (o sale) del acumulador [K]

T_o = temperatura de referencia (293 K)

\dot{m}_r = flujo másico del agua de recirculación [kg/s]

c_p = calor específico del agua [kJ/kg K]

La exergía entregada desde el colector al tanque queda dada por la diferencia $\dot{Ex}_{colector} = \dot{Ex}_{ent} - \dot{Ex}_{sal}$. La evaluación de la ecuación (12) resulta:

$$\dot{Ex}_{colector} = \dot{Ex}_{ent} - \dot{Ex}_{sal} = \dot{m}_r c_p T_o \left((T_{ag,ent} - T_{ag,sal}) / T_o - \ln (T_{ag,ent} / T_{ag,sal}) \right) \quad (13)$$

Se plantea la ecuación de balance de flujos de exergía en el acumulador:

$$Exergía\ destruida = -dEx/dt - \dot{Ex}_{vap} + \dot{Ex}_{ag\ cond} + \dot{Ex}_{colector} \quad (14)$$

dEx/dt = variación de exergía del acumulador

$\dot{Ex}_{colector}$ = flujo neto de exergía entre el colector y el tanque

$\dot{Ex}_{vap} = \dot{m}_{vap} e_{vap}$

$\dot{Ex}_{ag\ cond} = \dot{m}_{cond} e_{cond}$

\dot{m}_{vap} = flujo másico de vapor

e_{vap} = exergía específica del vapor

\dot{m}_{vap} = flujo másico de entrada de agua desde el condensador

e_{cond} = exergía específica del agua desde el condensador

Se calcularon los flujos exergéticos del sistema para dos condiciones de funcionamiento que se distinguen por el valor del flujo másico del agua de recirculación. En la figura 7 se presentan los resultados para $\dot{m}_r = 0,08 \text{ kg/s}$ y en la figura 8 para $\dot{m}_r = 0,3 \text{ kg/s}$, para el día de referencia estudiado con abertura fija de la válvula de regulación del vapor. Esta diferencia en los flujos de recirculación genera que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del colector (dT_{col}) sea mayor en el primer caso que en el segundo.

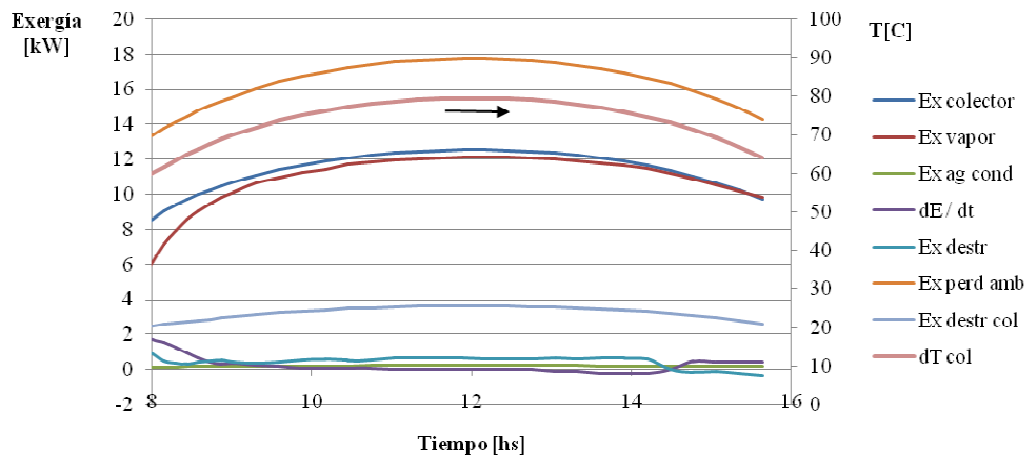


Figura 7: flujos de exergía y diferencia de temperaturas entrada – salida para un flujo másico de recirculación $\dot{m}_r = 0,08 \text{ kg/s}$

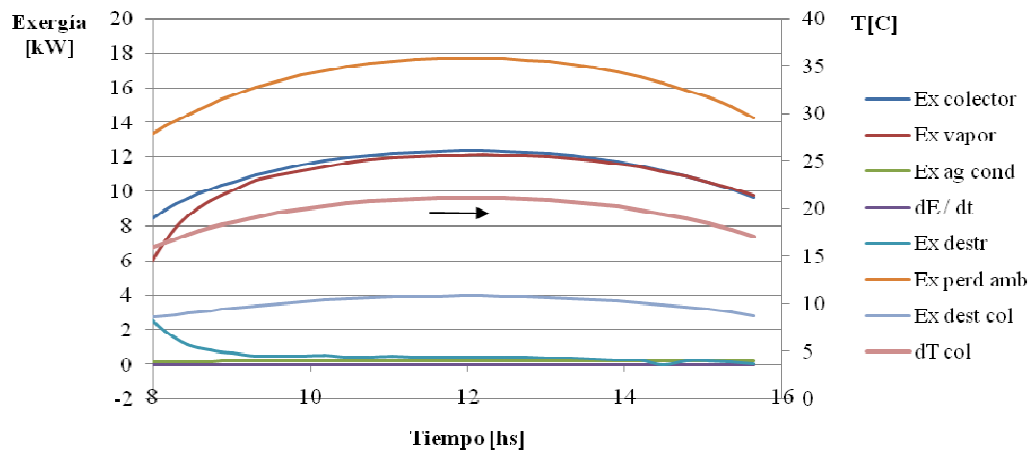


Figura8 : flujos de exergía y diferencia de temperaturas entrada – salida para un flujo másico de recirculación $\dot{m}_r = 0,3 \text{ kg/s}$

Comparando los resultados para ambos casos se observa que la destrucción de exergía en el colector es levemente mayor en el segundo caso, lo que se explica porque la transferencia de calor ocurre a una temperatura menor que en el primer caso. En cuanto a la destrucción de exergía en el acumulador (Ex destr), ésta es levemente mayor en el primer caso, ya que se origina por la mezcla de fluidos a una diferencia de temperaturas mayor. En ambos casos se observa que la destrucción de exergía en el acumulador es despreciable frente a la que ocurre en el colector.

CONCLUSIONES

Los sistemas de acumulación para amortiguación tienen por objeto proteger los componentes de la planta de producción de vapor y energía eléctrica de los efectos de altos transitorios térmicos resultantes de la variación repentina de la insolación solar. La integración del tanque separador de vapor como acumulador de agua caliente presurizada para amortiguar cambios bruscos en el recurso o en la demanda es una solución costo – efectiva para incorporar la amortiguación en el sistema.

El modelo termodinámico elaborado permite el análisis de los balances de calor y de exergía para el diseño y dimensionado del acumulador y el estudio del comportamiento térmico para distintas condiciones en la generación de vapor. En la simulación de su comportamiento transitorio se comprobó el amortiguamiento térmico que genera el tanque frente a variaciones bruscas de la radiación solar. También la simulación permitió estudiar la capacidad de producción de vapor que proporciona el acumulador utilizando la energía interna del agua cuando la demanda de potencia es mayor que la provista por el recurso solar.

Se plantea como continuación de este trabajo la validación del modelo con datos experimentales y la optimización del dimensionamiento del tanque de acumulación en relación al área de colección solar utilizando el programa de simulación elaborado.

REFERENCIAS

- Alia D. y Saravia L.. Programa Simusol. Simulación de Sistemas Solares. Inédito.
- Gea M., Tilca F., Placco C., Caso R., Machaca A. y Saravia L. (2009). Acumulación Térmica en Hormigón de la Energía Solar Captada por un Concentrador tipo Fresnel Lineal para Generación de Vapor. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 11.
- Gea M., Saravia L., Altamirano M., Placco C., Bárcena H. y Hongn M. (2010). Aspectos Ópticos y Geométricos de un Concentrador Fresnel Lineal para Aplicaciones Térmicas. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 11.
- Saravia L., Gea M., Fernández C., Caso R., Hoyos D. y Salvo N. (2008). Diseño y Construcción de un Concentrador Lineal Fresnel de 24 m² de área. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 11.
- Steinman W., Eck M. (2006) Buffer storage for direct steam generation. Solar Energy 80 1277–1282. Elsevier.
- Vannoni C., Battisti R. and Drigo S. (2010) Potencial for Solar Heat Industrial Processes. IEA Task 33 and SolarPACES Task IV: Solar Heat for Industrial Processes.
- Warren Control VSSTR - 9/05. Valve Sizing & Selection Technical reference. www.warrencontrols.com/assets/pdfs/valve_sizing_reference.pdf

ABSTRACT: Characteristic requirements of storage systems for damping transient thermal in solar energy concentration equipment are short reaction times and high discharge ratio. The use of the steam separator tank and pressurized hot water storage to dampen sudden changes in resource demand is a cost - effective solution to incorporate the buffer in the thermal system. A study of nonstationary thermodynamic model of an integrated collector storage tank is presented in this paper. The effect of varying the flow of recirculating water in the second law efficiency of the system is studied.

Keywords: solar energy, linear Fresnel concentrator, thermal storage